

PUB-NO: FR002639376A1
DOCUMENT-IDENTIFIER: FR 2639376 A1
TITLE: Vibrating compacting machine with
adjustable amplitude
PUBN-DATE: May 25, 1990

INVENTOR-INFORMATION:
NAME COUNTRY
DEGRAEVE, FRANCOIS N/A

ASSIGNEE-INFORMATION:
NAME COUNTRY
ALBARET TRAVAUX PUBLICS SA FR

APPL-NO: FR08815332

APPL-DATE: November 24, 1988

PRIORITY-DATA: FR08815332A (November 24, 1988)

INT-CL (IPC): E01C019/28

EUR-CL (EPC): B06B001/16 ; E01C019/28

US-CL-CURRENT: 404/117

ABSTRACT:

The invention relates to a vibrating compacting machine which comprises at least one compacting cylinder which bears on the ground globally along one generatrix and is equipped, along its axis, with a vibrator 3 which has a shaft 35 driven by a hydraulic motor with regulated speed, and carrying an eccentric mass which forms an unbalance with a phase linked with the rotation of the

shaft 35, and a module. According to the invention, the eccentric mass is composed of a main eccentric 36 locked on the shaft 35 and an auxiliary eccentric 37 mounted loose on the shaft, between two stops with extreme position determined by the engagement of a plug 37a projecting from the auxiliary eccentric 37 into one or other of the notches 39, 39', depending on the sense of rotation of the shaft 35. A bolt 4, actuated by the centrifugal force, engages by its shank 40 in one or other of the latches 38, 38'.. The vibrations have respectively large and small amplitudes, in order to be adapted to the ground to be compacted. <IMAGE>

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication : 2 639 376

(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

(21) N° d'enregistrement national : 88 15332

(51) Int Cl⁸ : E 01 C 19/28.

(12) DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 24 novembre 1988.

(30) Priorité :

(43) Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPi « Brevets » n° 21 du 25 mai 1990.

(60) Références à d'autres documents nationaux appa-
rentés :

(71) Demandeur(s) : ALBARET TRAVAUX PUBLICS S.A. So-
ciété anonyme. — FR.

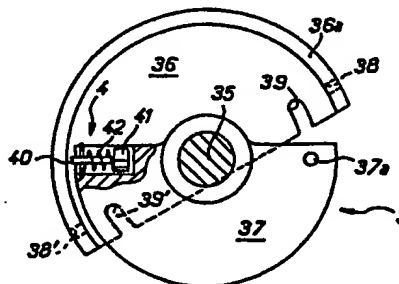
(72) Inventeur(s) : François Degraeve.

(73) Titulaire(s) :

(74) Mandataire(s) : Cabinet Bonnet-Thirion.

(54) Engin compacteur vibrant à amplitude modifiable.

(57) L'invention se rapporte à un engin compacteur vibrant qui comporte au moins un cylindre de compactage qui porte sur le sol suivant globalement une génératrice et est équipé, suivant son axe, d'un vibreur 3 avec un arbre 35 entraîné par un moteur hydraulique à vitesse réglée, et portant une masse excentrée qui forme balourd avec une phase liée à la rotation de l'arbre 35, et un module. Selon l'invention, la masse excentrée se compose d'un excentrique principal 36 calé sur l'arbre 35, et d'un excentrique auxiliaire 37 monté fou sur l'arbre, entre deux butées de position extrême déterminées par l'engagement d'une fiche 37a en saillie de l'excentrique auxiliaire 37 dans l'une ou l'autre des encoches 39, 39', suivant le sens de rotation de l'arbre 35. Un verrou 4 actionné par la force centrifuge, vient s'engager par son pêne 40 dans l'une ou l'autre des gâches 38, 38'. Les vibrations ont respectivement des amplitudes grande et petite, pour s'adapter au sol à compacter.



FR 2 639 376 - A1

"Engin compacteur vibrant à amplitude modifiable"

L'invention se rapporte à un engin compacteur, notamment pour travaux publics et routiers, comportant au moins un cylindre de compactage portant sur le sol suivant globalement une génératrice et équipé d'un
5 vibrateur avec un arbre monté rotatif dans des paliers liés au cylindre, entraîné à vitesse angulaire réglée par des moyens moteurs et portant une masse à centre de gravité excentré qui définit un vecteur de balourd avec une phase liée à la rotation de l'arbre et un module,
10 pour induire par réaction une vibration du cylindre.

De tels engins compacteurs sont en soi bien connus et ont fait l'objet de divers perfectionnements.

En fait, bien que ce ne soit pas techniquement nécessaire, les engins compacteurs vibrants sont
15 disposés très généralement avec le vibrateur à l'intérieur du cylindre compacteur, l'arbre du vibrateur étant coaxial au cylindre.

Comme tout système oscillant destiné à fournir de l'énergie à un milieu extérieur absorbant, l'adaptation
20 du transfert d'énergie de la source d'énergie, ici le moteur du vibrateur, au milieu extérieur absorbant, ici le sol à compacter, implique un réglage de phase et un ajustement de l'amplitude.

Le document FR-A-2 390 546 décrit un procédé et
25 un dispositif pour le réglage de la fréquence des vibrations d'un engin compacteur et détermination de la phase relative des vibrations du cylindre par rapport à celle de la masse excentrée. Dans le cas, courant, d'une commande hydraulique du vibrateur, le réglage de la
30 vitesse s'obtient facilement avec un moteur hydraulique à cylindrée fixe, et une pompe à cylindrée réglable.

L'amplitude réelle de vibration du cylindre est fonction d'une amplitude en vibration libre, et de l'amortissement résultant du transfert d'énergie au sol

en compactage. C'est donc sur l'amplitude en vibration libre que l'on pourra agir.

L'amplitude en vibration libre est l'amplitude de vibration circulaire prise par le cylindre lorsque
 5 l'ensemble constitué par la masse excentrée et le cylindre tourne autour d'un axe passant par le centre de gravité de cet ensemble, parallèlement à l'axe commun de l'arbre de vibrateur et du cylindre.

Si l'on appelle M la masse du cylindre, m la
 10 masse de l'excentrique et r le rayon de rotation du centre de gravité de la masse excentrée, l'amplitude en vibration libre a est

$$a = m.e/M$$

$m.e$ est le moment de balourd.

15 Pour fixer les idées, un engin de compactage donné en exemple présente une masse totale de charge du cylindre vibrant de 5 000 kg, la masse propre du cylindre étant de 2 500 kg. La masse de l'excentrique est de 16 kg et le rayon de rotation du centre de
 20 gravité est de 0,15 m. Le moment de l'excentrique est sensiblement de 2,5 m.kg et l'amplitude en vibration libre du cylindre pratiquement de 1 mm.

La formule 1 montre que l'ajustement de l'amplitude a résultera de l'ajustement du moment de
 25 balourd $m.e$.

On peut concevoir d'obtenir cet ajustement par variation, soit du rayon d'excentrique e , soit de la masse excentrée m .

30 Cependant on remarquera que cet ajustement impose généralement un arrêt complet de l'engin et une intervention à l'intérieur du cylindre vibrant ; la durée d'arrêt de l'engin est nécessairement longue.

Par ailleurs les organes mécaniques qui contribuent à l'ajustement doivent être très robustes,
 35 en raison de l'importance de la force centrifuge appliquée au centre de gravité de l'excentrique. Dans le

cas d'exemple donné ci-dessus, à une vitesse de rotation de l'arbre de 40 Hz (2 400 t/min), la force centrifuge est de 15 575 daN. Des engins compacteurs, de petites dimensions il est vrai, peuvent vibrer à 50 et 60 Hz (3 000 et 3 600 t/min). L'importance des forces mises en jeu et la robustesse nécessaire des organes qui en est la conséquence sont peu propices à l'exécution de mécanismes permettant un ajustement à distance et a fortiori en marche du moment de balourd. Même des commandes hydrauliques se révèlent onéreuses et peu fiables.

On notera que l'essentiel du réglage de transfert d'énergie s'obtient par le réglage de la fréquence et de la phase de la vibration. Un ajustement d'amplitude avec deux valeurs d'amplitude choisies, commutables rapidement sans avoir à arrêter le moteur thermique de l'engin compacteur élargirait considérablement les performances de l'engin compacteur.

C'est précisément l'objectif que s'est proposé la présente invention.

Et pour atteindre cet objectif, l'invention propose un engin compacteur, notamment pour travaux publics et routiers, comportant au moins un cylindre de compactage portant sur le sol suivant globalement une génératrice et équipé d'un vibreur avec un arbre monté rotatif dans des paliers liés au cylindre, entraîné à vitesse angulaire réglée par des moyens moteurs, et portant une masse à centre de gravité excentré qui définit un vecteur de balourd avec une phase liée à la rotation de l'arbre, et un module, pour induire par réaction une vibration du cylindre, engin caractérisé en ce que la masse est constituée de deux excentriques avec chacun un vecteur de balourd propre, un excentrique principal calé sur l'arbre et un excentrique auxiliaire fou sur cet arbre entre deux butées de positions extrêmes liées à l'excentrique principal, des moyens de

verrou étant aptes à solidariser les excentriques dans l'une et l'autre des positions extrêmes où la composition des vecteurs de balourd détermine un vecteur résultant avec un module prenant respectivement une de
5 deux valeurs distinctes.

Il va de soi que le module du vecteur de balourd résultant est le moment de balourd efficace défini plus haut, qui détermine l'amplitude de vibration libre du cylindre compacteur. La disposition procure donc deux
10 amplitudes de vibration libre distinctes correspondant aux deux positions extrêmes relatives des excentriques. Pour passer d'une position à l'autre il suffit, les moyens de verrou étant relâchés, d'apporter à l'excentrique principal, par action sur les moyens
15 moteurs, une vitesse de rotation relative par rapport à l'excentrique auxiliaire soumis aux seuls effets de l'inertie, dans le sens convenable.

De préférence, le module du vecteur de balourd de l'excentrique est inférieur à celui de l'excentrique principal. Pour les mêmes valeurs de module de balourd,
20 la charge du palier intermédiaire entre l'excentrique auxiliaire et l'arbre, qui dépend du seul module de balourd de cet excentrique, est ainsi réduite, tandis que la charge des paliers de l'arbre, qui dépend du
25 module résultant de la composition des balourds, n'est pas modifiée.

En disposition préférée, aux deux positions extrêmes, les phases des vecteurs de balourd sont respectivement égales et opposées. Pour les mêmes
30 balourds propres, on obtient ainsi les balourds résultants, respectivement le plus grand et le plus petit.

De préférence, les moyens de verrou sont sensibles à la force centrifuge. Le relâchement du
35 verrou est obtenu simplement en réduisant la vitesse de rotation, et son blocage en accélérant.

En disposition préférée, les moyens moteurs sont aptes à entraîner sélectivement l'arbre en rotation dans un sens et dans l'autre, avec les mêmes gammes de vitesse angulaire.

5 Ainsi la sélection d'amplitude est obtenue par sélection du sens de rotation. En faisant croître la vitesse de rotation, à partir d'une vitesse nulle, dans un sens déterminé, l'excentrique principal viendra entraîner l'excentrique auxiliaire par l'intermédiaire
10 de la butée qui est en avant dans le sens de rotation considéré, jusqu'à une vitesse suffisante pour que les moyens de verrou soient activés. La commutation d'amplitude s'obtiendra en réduisant la vitesse de rotation jusqu'à l'annuler, puis la faire croître en
15 sens inverse. Successivement le verrou sera relâché, l'entraînement par la butée avant cessera, l'autre butée deviendra avant par inversion du sens de rotation et entraînera l'excentrique, puis le verrou s'enclenchera.

 En variante de la disposition précédente, les
20 moyens moteurs seront tels que les vitesses maximales permises dans l'un et l'autre sens seront telles que le rapport de la vitesse maximale dans un premier sens où le module de balourd a une valeur haute à celle dans le second sens où le module de balourd a une valeur basse
25 est égal à la racine carrée du rapport de la valeur basse à la valeur haute. La force centrifuge maximale sur le balourd résultant est la même dans les deux sens de rotation.

 En disposition préférée, l'engin compacteur
30 comporte une centrale de distribution de fluide hydraulique sous pression entraînée par un moteur thermique, et les moyens moteurs comportent un moteur hydraulique réversible alimenté par la centrale. La transmission hydraulique est extrêmement souple et se
35 prête à des réglages continus de vitesse de rotation,

ainsi qu'à des liaisons simples entre des organes articulés les uns sur les autres.

Des caractéristiques secondaires de l'invention et ses avantages ressortiront d'ailleurs de la description qui va suivre, à titre d'exemple, en
5 référence aux dessins annexés dans lesquels :

la figure 1 représente un engin compacteur vibrant, susceptible d'être équipé en conformité avec l'invention ;

10 la figure 2 représente schématiquement en élévation latérale un vibreur selon l'invention ;

la figure 3 est une élévation frontale d'un vibreur selon l'invention ;

les figures 4A, 4B, 4C représentent la succession
15 d'étapes de la mise en phase de deux excentriques de vibreurs ;

les figures 5A, 5B, 5C représentent la succession des étapes de la mise en opposition de phase des deux excentriques.

20 Comme représenté figure 1, un engin compacteur vibrant comporte un train avant 1 dans son ensemble, avec un cylindre compacteur 10 tourillonnant dans des paliers tels que 12 liés à un cadre 11 par l'intermédiaire de blocs d'élastomères. Un vibreur,
25 non visible sur la figure, est monté à l'intérieur du cylindre, coaxialement à celui-ci. Des canalisations de fluide hydraulique aboutissent au palier 12, pour alimenter un moteur hydraulique actionnant le vibreur.

30 L'engin compacteur, selon l'exemple décrit, comporte également un train arrière 1, avec des roues à pneumatiques 20 motrices. Le train arrière supporte un moteur thermique 21 attaquant des pompes hydrauliques, respectivement pour l'attaque des roues motrices 20,
35 l'entraînement du vibreur dans le cylindre 10, et des commandes auxiliaires. En avant du moteur 21 se place un

poste de conduite, représenté ici schématiquement par un siège de conducteur 23 et un volant de direction 22.

Les trains avant 1 et arrière 2 sont articulés par une cheville ouvrière, non visible par la figure, qui maintient l'alignement longitudinal des trains dans un plan horizontal, tout en permettant un braquage autour d'un axe vertical, pour permettre à l'engin de prendre des tournants. Des vérins, attelés entre trains avant 1 et arrière 2, et alimentés en liquide hydraulique sous pression, sous la commande du volant 22, provoquent ce braquage. La cheville ouvrière autorise également une inclinaison latérale relative de l'axe de cylindre 10 par rapport à l'axe d'essieu des roues arrière 20, pour compenser des différences de pentes latérales entre le cylindre et les roues arrière.

Selon la forme de réalisation choisie et représentée aux figures 2 et 3, le vibreur qui équipe l'engin compacteur selon l'invention comprend, monté tournant dans deux paliers 31 et 32, un arbre 35 entraîné par un moteur hydraulique 30, recevant un fluide hydraulique sous pression à travers un tiroir inverseur 30a. Les paliers 31 et 32 sont tenus respectivement dans des joues circulaires 33 et 34 qui s'étendent suivant des sections droites du cylindre 10 jusqu'à la jante de cylindre, de telle sorte que l'arbre 35 soit coaxial au cylindre 10.

Sur l'arbre 35, entre les paliers 31 et 32, sont montés deux excentriques 36 et 37, accolés avec un léger jeu ; l'excentrique 36 est calé sur l'arbre 35 et sera dit principal, tandis que l'excentrique 37 est monté fou sur l'arbre 35, et sera dit excentrique auxiliaire.

Les deux excentriques sont en forme générale de segments de cercle couvrant un peu plus de 180°.

L'excentrique principal 36 est muni d'un rebord 36a parallèle à l'axe de l'arbre 35, qui vient recouvrir la périphérie de l'excentrique 37. Dans le voile de

l'excentrique 26 sont pratiquées deux encoches 39, 39', qui suivent une circonférence centrée sur l'arbre 35 en partant de la corde qui limite le segment circulaire, et se terminent en évidements semi-circulaires centrés sur un diamètre parallèle à la corde de limite. Dans le rebord 36a sont pratiquées des gâches radiales 38 et 38', situées sur un même diamètre parallèle à la corde limite, et, en position axiale, sensiblement dans le plan médian de l'excentrique auxiliaire 37.

De son côté l'excentrique auxiliaire 37 est muni d'une fiche 37a en saillie parallèlement à l'axe de l'arbre 35 et en direction de l'excentrique principal. Cette fiche 37a est disposée centrée sur un diamètre de l'excentrique auxiliaire 37 parallèle à la corde qui limite le segment de cercle, et à une distance radiale telle qu'elle puisse s'engager dans l'une ou l'autre des encoches 39 et 39'.

En outre, centré sur le même diamètre que la fiche 37a en position radiale, et dans le plan médian de l'excentrique auxiliaire en position axiale, est disposé, dans une cavité cylindrique, un verrou 4, constitué d'un pêne cylindrique 40 apte à faire saillie radialement vers l'extérieur, et muni d'une masselotte 41 à son extrémité plus proche de l'arbre 35. Un ressort taré 42, disposé autour du pêne 40, sollicite la masselotte 41 en appui sur le fond de la cavité de verrou, en direction de l'arbre 35. On aura compris que le pêne 40 est susceptible de s'engager dans l'une ou l'autre des gâches 38 et 38', selon que la fiche 37a est en butée dans l'encoche 39' ou 39, respectivement, et lorsque la force centrifuge exercée sur la masselotte 41 vient à excéder la sollicitation centripète du ressort 42.

Il est apparent de la figure 2 que la manoeuvre du tiroir inverseur 30a permet de commander la rotation du moteur 30 dans le sens direct ou dans le sens

inverse ; ici, pour la clarté de l'exposé, les sens direct et inverse seront pris au sens trigonométrique, dans la représentation de la figure 3, où l'excentrique auxiliaire 37 est dans un plan situé en avant de celui de l'excentrique principal 36.

On utilisera la même convention en référence aux figures 4A, 4B, 4C et 5A, 5B, 5C, pour expliquer le couplage des excentriques en phase ou en opposition de phase.

Sur la figure 4A, le moteur vient de commencer sa rotation pour entraîner l'arbre 35 et l'excentrique principal dans le sens direct. L'excentrique auxiliaire 37 reste dans sa position naturelle de repos, pendant vers le bas.

L'excentrique principal 36 poursuivant sa rotation, l'encoche 39' (figure 4B) vient s'engager autour de la fiche 37a, et l'excentrique auxiliaire 37 est entraîné en rotation, disposé à l'intérieur du rebord 36a. On notera que si l'excentrique principal 36 était entraîné en rotation à vitesse lente et sensiblement uniforme, l'excentrique auxiliaire 37 aurait tendance, après un demi-tour où son centre de gravité se situerait à l'aplomb de l'axe 35 et au-dessus de celui-ci, à se dégager pour rechercher sa position d'équilibre représentée figure 4A. Mais en fait, la rotation de l'arbre 35 est accélérée, et la fiche 37a reste engagée dans l'encoche 39'.

La vitesse de rotation croissant la force centrifuge qui s'exerce sur les parties mobiles du verrou 4, et surtout la masselotte 41, croît comme le carré de la vitesse angulaire. Lorsque, comme représenté figure 4C, la vitesse angulaire de l'arbre 35, de l'excentrique principal 36 solidaire de l'arbre, et de l'excentrique auxiliaire 37, qui porte le verrou 4, devient telle que la force centrifuge sur la masselotte 41 excède la force de maintien exercée par le ressort

42, le pêne 40 fait saillie et s'engage dans la gâche 38. Les deux excentriques principal 36 et auxiliaire 37 sont ainsi solidarisés en phase, et le balourd résultant a pour module la somme des modules individuels.

5 Lors d'une décélération de l'arbre 35, la succession des actions s'inversera. Dans un premier temps, le pêne 40 sera rétracté par le ressort 42, puis l'excentrique auxiliaire 37, sous l'effet de son inertie, se dégagera de l'excentrique principal, pour
10 s'arrêter finalement dans sa position de repos.

 Comme représenté aux figures 5A, 5B, 5C, si la rotation de l'arbre 35 démarre dans le sens trigonométrique inverse et s'accélère progressivement, l'excentrique auxiliaire 37 restera immobile et pendant
15 (figure 5A) jusqu'à ce que l'encoche 39 vienne coiffer la fiche 37a (figure 5B) pour entraîner l'excentrique auxiliaire 37 en opposition de phase avec l'excentrique principal 36. Enfin, à vitesse suffisamment élevée, l'effet de la force centrifuge (figure 5C) sur la
20 masselotte 41 à l'encontre du ressort 42 provoque la saillie du pêne 41 et son engagement dans la gâche 38. L'excentrique auxiliaire 37 est ainsi en opposition de phase avec l'excentrique principal 36. Les modules de balourd se retranchent.

25 Pour présenter un exemple comparable à celui qui a été évoqué à propos de l'état de la technique, les excentriques principal 36 et auxiliaire 37 auraient une excentricité du centre de gravité de 0,15 m, et des masses respectives de 12 et 4 kg. On retrouve ainsi,
30 avec les excentriques en phase, un moment ou module résultant de balourd de 25 m.kg, qui engendrera une amplitude en vibration libre de 1 mm. Avec les excentriques 36 et 37 en opposition de phase, le moment ou module de 1,25 m.kg, et l'amplitude en vibration
35 libre serait de 0,5 mm.

Si les paliers 31 et 32 (figure 2) sont prévus pour une force centrifuge de 15 775 daN, correspondant au module de balourd de 2,5 m.kg à 40 Hz (2 400 t/min), avec les excentriques en phase, le dispositif pourra être poussé à 56,6 Hz (3 400 t/min) avec les excentriques en opposition de phase pour une même sollicitation des paliers.

On notera que la sollicitation du palier de l'excentrique auxiliaire 37 sur l'arbre 35 correspondra à 40 Hz à 3 950 daN environ et à 56,6 Hz à 7 900 daN.

On appréciera la simplicité de la disposition qui permet de modifier l'amplitude de vibration de l'engin compacteur sans que le conducteur de l'engin ait à arrêter son moteur et quitter son poste de conduite, toute la commande s'effectuant sur des organes de réglage de la transmission hydraulique.

Par ailleurs la structure propre de l'engin n'est pas modifiée par le remplacement d'un vibreur classique par un vibreur capable d'engendrer deux amplitudes de vibration.

Selon l'exemple qui a été présenté ci-dessus, la grande amplitude de vibration a été prise égale à l'amplitude de l'engin classique de taille correspondant. Cependant on conçoit que l'amplitude de vibration des engins classiques n'est pas nécessairement l'amplitude maximale souhaitable, car cette amplitude fixée est un compromis pour s'accorder au mieux à la diversité des sols à compacter. On peut donc prévoir que les deux amplitudes fournies par l'invention viendront encadrer l'amplitude unique d'un engin antérieur de type correspondant.

Compte tenu de la large gamme d'engins compacteurs vibrants connus, il va de soi que l'invention n'est pas limitée aux exemples décrits précisément, mais en embrasse toutes les variantes d'exécution, dans le cadre des revendications.

Notamment, l'engin pourrait comporter un train arrière analogue au train avant, avec un second cylindre vibrant. Les commandes de changement de moment de balourd seraient alors avantageusement séparées.

REVENDEICATIONS

1. Engin compacteur, notamment pour travaux publics et routiers, comportant au moins un cylindre de compactage (10) portant sur le sol suivant globalement une génératrice et équipé d'un vibreur (3) avec un
5 arbre (35) monté rotatif dans des paliers (31, 32) liés au cylindre (10), entraîné à vitesse angulaire réglée par des moyens moteurs (30), et portant une masse (36) à centre de gravité excentré qui définit un vecteur de balourd avec une phase liée à la rotation de l'arbre
10 (35), et un module, pour induire par réaction une vibration du cylindre (10), engin caractérisé en ce que la masse est constituée de deux excentriques (36, 37) avec chacun un vecteur de balourd propre, un excentrique principal (36) calé sur l'arbre (35) et un
15 excentrique auxiliaire (37) fou sur cet arbre (35) entre deux butées (39, 39') de positions extrêmes liées à l'excentrique principal (36), des moyens de verrou (4) étant aptes à solidariser les excentriques (36, 37) dans l'une et l'autre des positions extrêmes où la
20 composition des vecteurs de balourd détermine un vecteur résultant avec un module prenant respectivement une de deux valeurs distinctes.

2. Engin compacteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le module du vecteur de balourd de
25 l'excentrique auxiliaire (37) est inférieur à celui de l'excentrique principal (36).

3. Engin compacteur selon l'une des revendications 1 et 2, caractérisé en ce que, aux deux positions extrêmes, les phases des vecteurs de balourd
30 des deux excentriques sont respectivement égales et opposées.

4. Engin compacteur selon une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que les moyens de verrou (4) sont sensibles à la force centrifuge.

5. Engin compacteur selon la revendication 4, caractérisé en ce que les moyens de verrou comportent, sur un des excentriques (37), un pêne (40) à saillie radiale muni d'une masselotte (41) excentrée par rapport à l'arbre du côté de la saillie du pêne (40), et rappelé en position éclipée par un ressort (42), et, sur l'autre excentrique (36) deux gâches (38, 38') disposées en sorte de recevoir le pêne (40) en saillie aux deux positions extrêmes respectivement.

6. Engin compacteur selon une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que les moyens moteurs (30) sont aptes à entraîner sélectivement l'arbre en rotation dans un sens et dans l'autre, avec les mêmes gammes de vitesse angulaires.

7. Engin compacteur selon une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que les moyens moteurs sont adaptés à entraîner sélectivement l'arbre en rotation dans un premier et un second sens, où le module de vecteur résultant prend respectivement des valeurs haute et basse, avec des vitesses angulaires maximales respectives, le rapport de la vitesse maximale dans le premier sens à celle dans le second sens étant sensiblement égal à la racine carrée du rapport de la valeur basse à la valeur haute du module de vecteur résultant.

8. Engin compacteur selon une quelconque des revendications 1 à 7, avec une centrale de distribution de fluide hydraulique entraînée par un moteur thermique (21), caractérisé en ce que les moyens moteurs comportent un moteur hydraulique (30, 30a) réversible attaquant l'arbre d'excentriques et desservi par la centrale.

1/2

FIG. 1

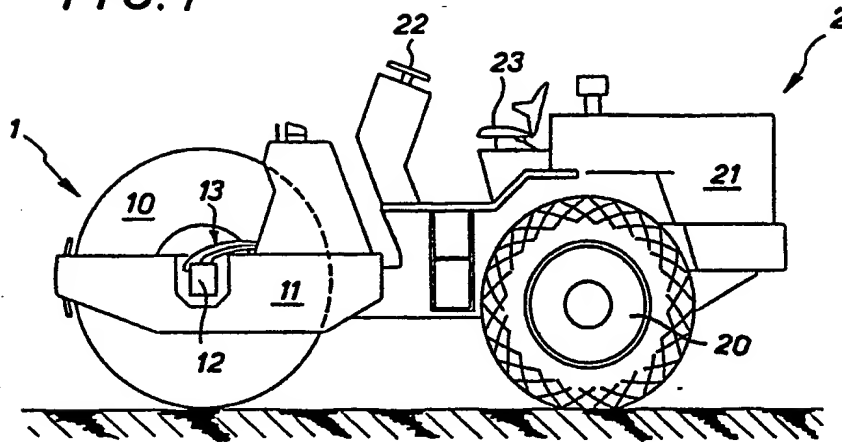


FIG. 2

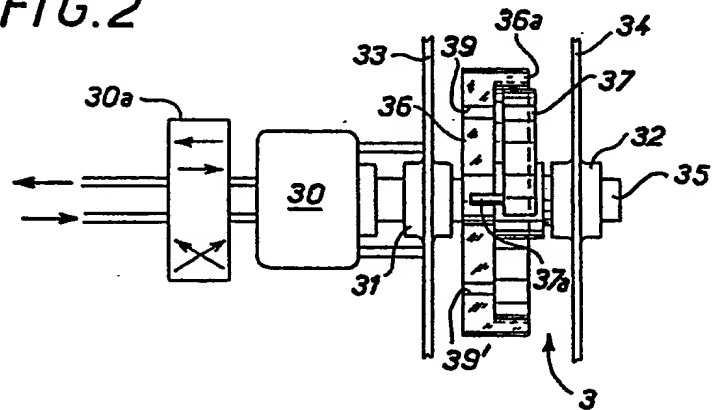


FIG. 3

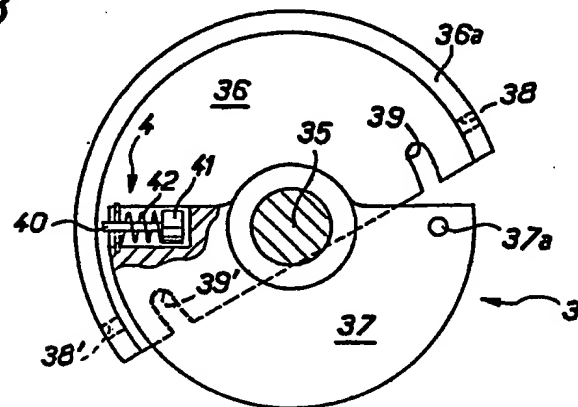


FIG. 4A

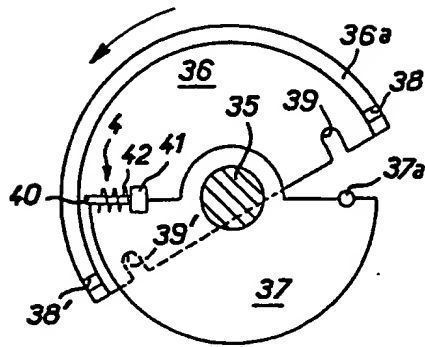


FIG. 5A

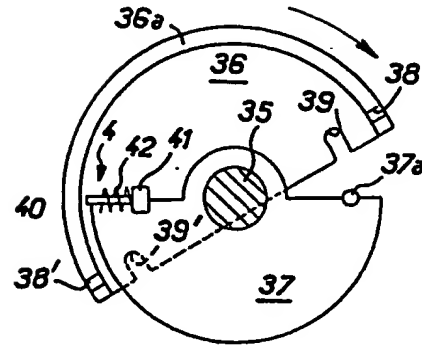


FIG. 4B

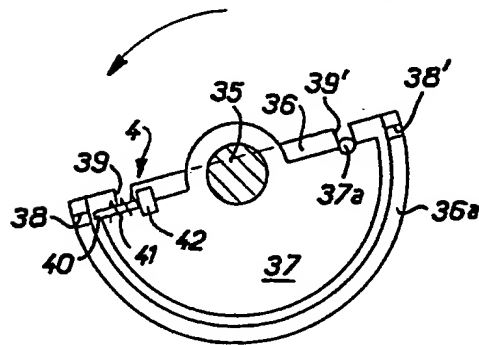


FIG. 5B

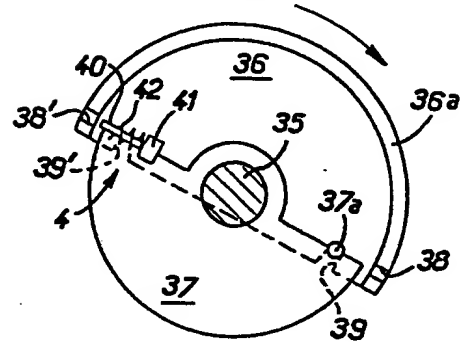


FIG. 4C

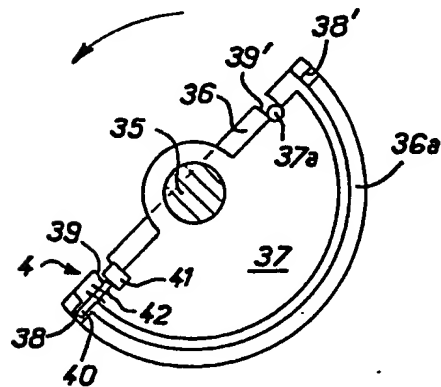


FIG. 5C

